

ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ

Е. В. Хазеев, А. А. Чижик

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Беларусь

Научный руководитель С. Ф. Андреев

Типичным представителем применяемых в металлургическом производстве тяжелых машин с упругими звеньями являются главные линии прокатных станов холодной прокатки труб (ХПТ), обеспечивающие передачу усилия от электропривода через элементы приводного механизма к рабочей клетке, в которой происходит захват, повороты и прокатка заготовки. На рис. 1 показана структурная схема компоновки узлов стана ХПТ.

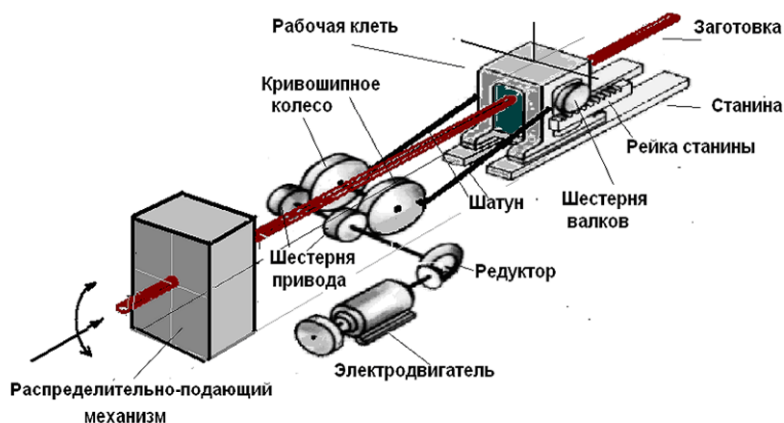


Рис. 1. Компоновка узлов стана ХПТ

Через трубу-заготовку, поступившую на линию прокатки со стола загрузки, пропускается стержень с оправкой. Заготовка вместе с оправкой распределительно-подающим механизмом подается в зону действия рабочей клетки. Движение рабочей клетки обеспечивается спаренным кривошипно-шатунным механизмом от главного электродвигателя. Вдоль станины установлены неподвижные зубчатые рейки, входящие в зацепление с ведущими шестернями на валках. При этом валки получают возвратно-вращательное движение. Прокатка заготовки происходит во время прямого и обратного движения клетки вдоль неподвижных направляющих на станине. Поворот трубы обеспечивает более равномерный ее износ, он необходим для равномерного ее обжатия и совершается за каждый ход клетки примерно на 60°. Готовая труба, выходя из переднего патрона, попадает на стол выдачи готовых труб.

Постановка задачи

С целью обеспечения максимальной производительности работы стана оператор устанавливает максимально возможную скорость вращения главного привода, что приводит, как правило, к возникновению вибраций. Нагрузки, возникающие в упругих связях при вибрации, будем в дальнейшем называть динамическими нагрузками.

Актуальность

Вопросы о проблемах вибраций в прокатных станах впервые рассмотрены в работе [1] и в последовавших за ней многочисленных зарубежных исследованиях [2].

Расчет динамических характеристик и устранение причин угловых колебаний рабочей клетки представляет на сегодняшний день актуальную задачу.

Динамическая модель

Причиной возникновения угловых колебаний клетки при нестационарном режиме работы является податливость кривошипного вала и значительные массы деталей приводного механизма. При одностороннем приложении крутящего момента от двигателя к ведущему кривошипу оба кривошипных колеса смещаются друг относительно друга на некоторый фазовый угол – угол закручивания ϑ вала. Упругая деформация кривошипного вала приводит к несимметричности подвода силового потока к рабочей клетке, т. е. к неравномерному распределению нагрузки между шатунами.

По условиям прокатки кривошипный вал располагают несколько ниже оси прокатки, что соответствует дезаксиальной схеме кривошипно-шатунного механизма. Такая схема свойственна большинству конструкций станков ХПТ. На рис. 2 представлена динамическая модель для расчета угловых колебаний рабочей клетки прокатного стана.

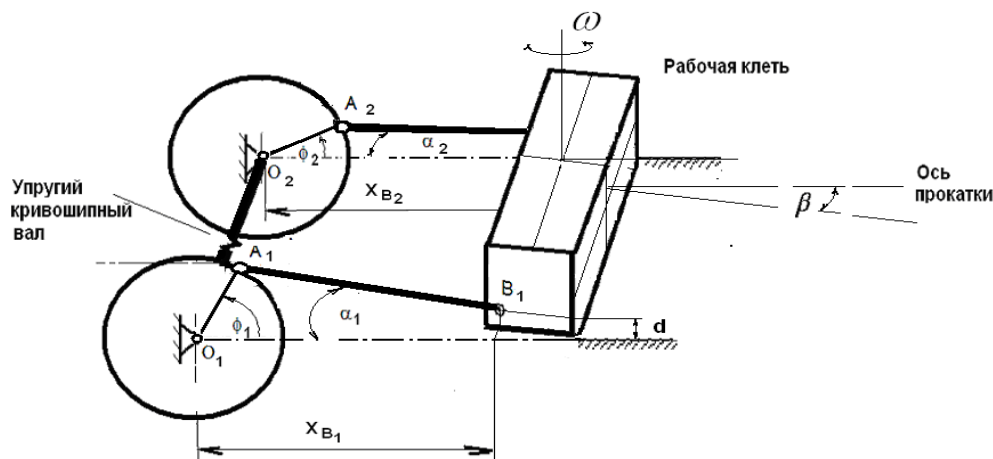


Рис. 2. Динамическая модель угловых колебаний рабочей клетки

Момент сил упругости на кривошипном валу может быть представлен линейной функцией $M_y(\varphi_1, \varphi_2) = c(\varphi_2 - \varphi_1) = c\vartheta$. Здесь c – жесткость вала, $\vartheta = \varphi_2 - \varphi_1$ – деформация кручения.

Главная линия прокатного стана нагружается усилиями прокатки и электромагнитным моментом двигателя. На рис. 3, а представлен безразмерный график изменения используемого в расчетах движущего момента $M_e(\varphi_1)$ в периоды разгона, установившегося движения и остановки электродвигателя.

Рабочая клетка воспроизводит достаточно сложную зависимость изменения сил технологического сопротивления при захвате и повороте заготовки. Безразмерный график усилий, действующих на клетку за цикл операций подачи, прокатки и поворота трубы, показан на рис. 3, б.

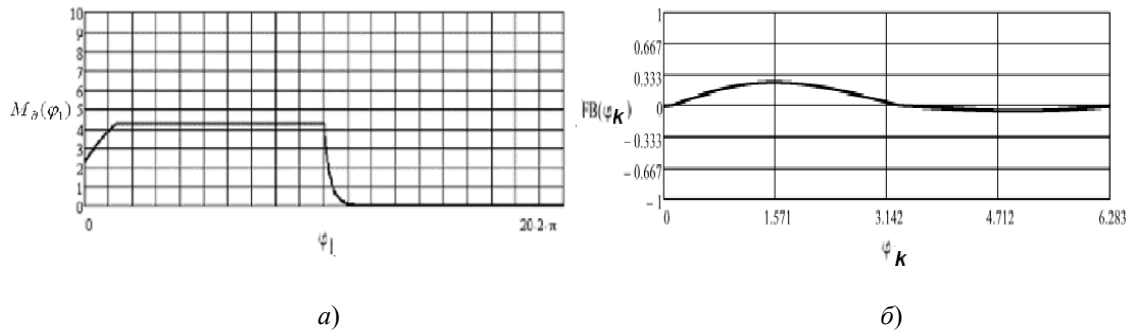


Рис. 3. Графики:

a – изменения движущего момента $M_\delta(\varphi_1)$; *б* – усилий, действующих на клеть

Математическая модель механической системы с двумя степенями свободы представлена системой двух дифференциальных уравнений. Эти уравнения выводятся из двух уравнений Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega_k} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_k} = Q_k, \quad k = 1, 2, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия механизма привода; $\omega_1, \omega_2, \varphi_1, \varphi_2$ – обобщенные угловые скорости и угловые перемещения; Q_1, Q_2 – обобщенные силы.

Выводим формулы для вычисления приведенных моментов инерции:

$$J_{Bk}^*(\varphi_k) = m_{Bk} (\tilde{v}_{Bk}(\varphi_k))^2 \quad \text{и}$$

$$\begin{aligned} J_{AB}^*(\varphi_k) = & m_{AB} \left(OA + \frac{1}{2} \tilde{\omega}_{ABk}(\varphi_k) \right)^2 + \\ & + m_{AB} [OA \cdot AB \cdot \tilde{\omega}_{ABk}(\varphi_k) (\sin(\varphi_k) \sin(\alpha_k(\varphi_k)) - \cos(\varphi_k) \cos(\alpha_k(\varphi_k)))] + \\ & + \frac{1}{2} J_{AB} (\tilde{\omega}_{AB}(\varphi_k))^2; \end{aligned}$$

где $\tilde{\omega}_{ABk}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} [\alpha_k(\varphi_k)]$; $\tilde{v}_{Bk}(\varphi_k) = OA \sin(\varphi_k) - AB \frac{d}{d\varphi_k} [\alpha_k(\varphi_k)] \sin(\alpha_k(\varphi_k))$ – аналоги угловой скорости шатуна и скорости точек B_k ; $\alpha_k(\varphi_k) = \left[\arcsin \left(\frac{OA \sin(\varphi_k) - d}{AB} \right) \right]$ – функции положения шатунов.

Находим правые части дифференциальных уравнений:

$$Q_k^*(\varphi_1, \varphi_2, \omega_k) = \frac{1}{J^*(\varphi_k)} \left[\left(\begin{pmatrix} M_\delta(\varphi_1) \\ 0 \end{pmatrix} \mp M_y(\varphi_1, \varphi_2) - \frac{F_{Bk}(\varphi_k) \cdot \tilde{v}_{Bk}(\varphi_k)}{\omega_k} \right) - \frac{1}{2} \frac{dJ^*(\varphi_k)}{d\varphi_{k1}} \omega_k \right].$$

Графики угловых перемещения и угловых скоростей рабочей клетки для различных возрастающих значений коэффициента жесткости вала показаны на рис. 4.

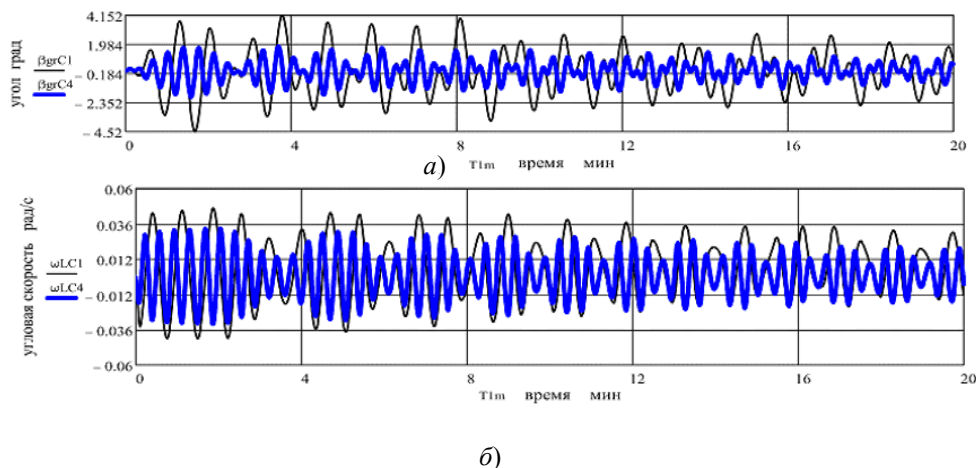


Рис. 4. Графики угла рысканья и угловой скорости рабочей клетки

Из графиков следует, что уменьшение жесткости вала приводит к дополнительным динамическим нагрузкам элементов привода клетки, что препятствуют повышению быстроходности и, следовательно, производительности стана ХПТ.

Л и т е р а т у р а

1. Автоколебания в стане холодной прокатки / Г. Э. Аркулис [и др.] // Сталь. – 1972. – № 8. – С. 727–728.
2. Конструкция, ремонт и обслуживание станов холодной прокатки труб / Л. А. Кондратьев [и др.]. – М. : Металлургия, 1994.